



KONGERIKET NORGE  
The Kingdom of Norway

Bekreftelse på patentsøknad nr  
*Certification of patent application no*

▽  
20021844

▷ Det bekreftes herved at vedheftede dokument er nøyaktig utskrift/kopi av ovennevnte søknad, som opprinnelig inngitt 2002.04.19

▷ It is hereby certified that the annexed document is a true copy of the above-mentioned application, as originally filed on 2002.04.19

According to document received on 2003.01.03 the application is assigned to Compressor Systems AS

2005.02.16

*Line Reum*

Line Reum  
Saksbehandler

THIS PAGE BLANK (USPTO)



BEST AVAILABLE COPY



**PATENTSTYRET®**  
Styret for det industrielle rettsvern

ADRESSE  
Postboks 8160 Dep.  
Københavnsgaten 10  
0033 Oslo

TELEFON  
22 38 73 00  
TELEFAKS  
22 38 73 01

2002-04-19 09

BANKGIRO  
8276.01.00192  
FORETAKSNUMMER  
971526157

**PATENTSTYRET**

## Søknad om patent

02-04-19\*20021844

1a - ii

Skal utfylles av Patentstyret

{ Behandlende medlem MW  
Int. Cl<sup>8</sup> F04C  
Aim. tilgj. 20 OKT 2003

Søkers/fullmektigers referanse  
(angis hvis ønsket):

Oppfinnelsens  
benevnelse:

**VÆSKERINGSKOMPRESSOR**

Hvis søknaden er  
en internasjonal søknad  
som videreføres etter  
patentlovens § 31:

Den internasjonale søknads nummer .....

Den internasjonale søknads inngivelsesdag .....

Søker:

Navn, bopel og adresse.  
(Hvis patent søkes av flere:  
opplysning om hvem som skal  
være bemyndighet til å motta  
meddelelser fra Patentstyret på  
vegne av søkerne).

(Fortsett om nødvendig på neste side)

**HILBERG KAROLIUSSEN,  
SVALEVEIEN 16, 4950 RISØR**

☒ Søker er en enkeltperson eller en småbedrift, eller flere slike i fellesskap med fast ansatte som til-  
sammen utfører 20 årsverk eller mindre (på søknadstidspunktet). Det er søkers ansvar å krysse av her  
for å oppnå laveste satser for søknadsavgift. NBI se også utfyllende forklaring på siste side.

Oppfinner:

Navn og (privat-) adresse

(Fortsett om nødvendig på neste side)

**SØKEREN**

Fullmektig:

Hvis søknad tidligere  
er inngitt i eller  
utenfor riket:

(Fortsett om nødvendig på neste side)

Prioritet kreves fra dato ..... sted ..... nr. ....

Prioritet kreves fra dato ..... sted ..... nr. ....

Prioritet kreves fra dato ..... sted ..... nr. ....

Hvis avdelt søknad:

Den opprinnelige søknads nr.: ..... og deres inngivelsesdag .....

Hvis utskilt søknad:

Den opprinnelige søknads nr.: ..... begjært inngivelsesdag .....

Deponert kultur av  
mikroorganisme:

☐ Søknaden omfatter kultur av mikroorganisme. Oppgi også deponeringssted og nr. ....

Utlevering av prøve av  
kulturen:

☐ Prøve av den deponerte kultur av mikroorganisme skal bare utleveres til en særlig sakkyndig,  
jfr. patentlovens § 22 åttende ledd og patentforskriftenes § 38 første ledd

Angivelse av tegnings-  
figur som ønskes  
publisert sammen med  
sammendraget

Fig. nr. 5 .....

Oppfinnelsen angår en kompressor, nærmere angitt en væskeringskompressor.

De fleste kompressorer arbeider med tilnærmet adiabatisk prosess, dvs. uten utveksling av varme under kompresjonsfasen. I praksis avgir f.eks. en stempelkompressor en god del varme, men det er en svært liten del av denne varmen som er avgitt under kompresjonen, det meste er etter, eller i sluttfasen. En turbokompressor har ofte meget nær adiabatisk prosess.

Enkelte, litt mer spesielle kompressorer kan arbeide meget nært isothermisk, dvs. at varmen som utvikles, føres kontinuerlig bort og temperaturen holdes uendret. Eksempler på dette er vandrevne ejektorer og væskeringskompressorer, som begge er hyppig brukt ved vakuumpumper. En skruekompressor med oljeinnsprøyting arbeider polytropisk, dvs. et sted mellom adiabatisk og isothermisk.

Den isothermiske prosess krever mindre tilført energi enn adiabatisk. Forskjellen øker sterkt med økende trykkforhold, som vist på diagrammet i fig. 1. Dette viser teoretiske verdier, beregnet for luft ut fra gjeldene formler for ideal gass. Luft og gasser som i tilstand ikke ligger i nærheten av det kritiske punkt, opptrer meget nært ideelt.

For de fleste formål er det ikke ønskelig med varm gass etter kompresjon, og ut fra dette og energiforbruket, er den isothermiske prosess i teorien å foretrekke.

Når så denne likevel ikke utnyttes i dag, ligger årsaken i at eksisterende isothermiske eller nært isothermiske kompressorer har for store hydrauliske og dynamiske tap. Det gjelder et visst unntak for vakuumpumper som i realiteten er væskekompressorer med høye trykklid,  $p_2/p_1$ , men liten trykkehøyde,  $p_2 - p_1$ . Disse kan operere med lave periferihastigheter på væskeringen. Et annet problem er at det ligger store tekniske utfordringer i å kunne fjerne varmen fortløpende under kompresjonen.

Innen vakuumpumper benyttes hyppig både ejektorer og vannringskompressor. En ejektor utnytter massehastigheten i en vannstråle som utvider tverrsnittet og derved kan trekke med seg et annet medium. Ejektoren omformer dynamisk trykk til statisk trykk. Imidlertid har et ejektorsystem relativt høye tap i pumpe, i dyse, ved støt og friksjon. Ejektorer blir derfor sjeldent benyttet til annet enn vakuumpumpeområdet.

Innen kjent teknikk ligger vannringskompressoren nærmest kompressoren i følge oppfinnelsen. En væskeringskompressor består i hovedtrekk av et skovlehjul som roterer eksentrisk i et ytre hus sammen med en vannring som sentrifugalkraften holder på plass mot periferien. Innsuget er oftest anrettet som en åpning i husets ene eller begge endevegger hvor gassen blir dratt inn til mellomrommene i skovlehjulet. Tilsvarende er det anrettet åpninger i endeveggene på trykksiden, hvor den komprimerte gassen støtes ut. Andre typer kan ha anrettet stasjonære kommutatorer sentralt inni rotoren hvor inn og utløp skjer radielt.

Væskeringskompressoren omformer ikke energien i vannet på samme måte som ejektoren. Det statiske trykk i vannringen blir her konstant. Vannringen fungerer som et stempel i hver celle i rotoren. Prinsippet for en vanlig væskeringskompressor er vist i fig. 2, hvor en væskering(23) roterer eksentrisk i et stasjonært hus(22), drevet av en rotor(21) hvor rommet mellom skovlene vil suge inn gass på den ene side av en omdreining og komprimere gassen på den andre.

Det statiske trykk i vannringen må minst være like høyt som kompresjonstrykket, ellers vil vannet trykkes ut av cellen, dvs. vannringen blir deformert. Derved er det gitt at til en bestemt trykkehøyde,  $p_2 - p_1$ , krever en minimum sentrifugalkraft. En væskeringskompressor har vanligvis betydelig høyere trykkehøyde og krever derfor høyere rotasjonshastighet enn en vakuumpumpe.

De største friksjonstap i en konvensjonell vannringskompressor oppstår der rotoren ligger helt inntil huset. Her må klaringen være liten, noe som medfører at vannet mot husets periferi har samme hastighet som rotorens skovletupper. Dessuten må det også være liten klaring mellom rotorens sideflater og huset. Også i disse spaltene blir friksjonen høy.

Generelt øker friksjonstapene med kvadratet av hastighetsøkningen, og i praksis taper vannringskompressoren energimessig i forhold til en adiabatisk kompressor allerede ved relativt lave trykkforhold.

Utenom disse friksjonstapene, har væskeringskompressoren svært mange fordeler. Den er meget enkel og kan være entrinns opptil relativt høye trykkforhold.

Det er åpenbart at dersom huset rundt den vngen roterte sammen med denne, ville de hydrauliske friksjonstap bli minimale. Således vil en slik kompressor for vanlige trykkforhold kunne utnytte den isoterme energifordel nærmest fullt ut.

Det er tidligere kjent forslag som ved en ytre, roterende sylinder søker å løse friksjonsproblemet, uten at disse har ført til realiserbare løsninger. US 5,100,300 og US 5,370,502 fra Nash beskriver væskeringskompressorer med en sylinder som flyter på en film av væske eller gass mellom sylindren og det ytre stasjonære hus. Ved en bæring på en væskefilm, er det ytterst tvilsomt om det vil oppnås noen reduksjon av friksjonen, og ved gass vil det neppe være mulig å oppnå tilstrekkelig bæringsevne og stabilitet, slik at sylindren ikke berører huset.

I et senere patentskrift, US 5,395,215 fra samme firma foreslås en opplagring av denne sylindren i et ytre hus, påmontert en rekke ruller som er innfelt i husveggen hvor sylindren støttes av rullene. Dette synes lite realistisk med de aktuelle rotasjonshastigheter det vil bli på rullene. Senere i US 5,653,582 går da også Nash tilbake til fluider som en ytre bæring for den roterende sylinder som forslag til basisløsning.

US 5,251,593 viser som forgående publikasjoner at det er et intrikat problem å få til to, i forhold til hverandre, eksentriske opplagringer i kombinasjon med stasjonære kanaler for gassens inn- og utløp. I denne publikasjonen antydes en opplagring av den ytre roterende sylinder på den ene side og rotoren er lagret på den andre, hvor en stasjonær plate inntil rotorens åpne ende har kanaler for

inn - og utløp. Det er i hovedsak to avgjørende svakheter ved konstruksjonen. Den første er åpenbart den ensidige opplagringen denne løsningen gir, der lagerbelastningen blir skjev og for høy. Samtidig oppstår store aksiale trustkrefter. Den andre svakheten er problemene med å oppnå noenlunde gasstett tetning mellom den ytre roterende sylinder, og platen hvor inn - og utløpskanaler er anrettet i en sirkulær plate, innfelt i rotorens åpne endeside. Her blir det gasslekkasje bakover fra celle til celle og ellers ut gjennom den sirkulære spalten mellom den stasjonære platen og rotoren. Prinsippet er urealistisk for praktisk utførelse.

Til tross for mange studier og forslag over mange år, har det åpenbart ikke lyktes å komme frem til konstruksjoner som fyller forutsetningene for å virke tilfredsstillende. Av disse grunner finns det i dag ingen væskeringskompressorer med slik roterende medrotor. De ovenstående publikasjoner viser at man har vært bundet opp i et utgangspunkt for rotor- og kommunikatortystem som i de konvensjonelle vakuumpumper og kompressorer for relativt lave trykk, med de foran nevnte begrensninger i turtall. Dette gjenspeiles av relativt bred rotor med kommunikator på hver side, som medfører lang lageravstand og høy lagerbelastning. I en kompressor med væskeringen i en ytre medrotor, spesielt ved høye trykk, blir dette en feil geometri, som medfører opplagringsforhold som er uforenelig for eksisterende lagertyper. Med kommunikator på hver side får en fire seksjoner av spalter hvor det vil være lekkasje fra sonene ved trykksiden.

Kompressoren i følge oppfinnelsen har et formål i å løse de problemer emer sil nå har forhindret at vannringskompressoren kan utnytte de ovenstående fordeler ved en medrotor for væskeringen. Et annet formål er å oppnå tilnærmet isothermisk kompresjon ved en ny, meget effektiv direkte innsprøyting av væske i gassen under hele kompresjonsfasen.

Vann som injeksjonsvæske har svært gode termiske egenskaper, og er ønskelig å benytte ved de gasser som tillater dette. Men, som for pumper og lignende utstyr, krever konstruksjonen for en væskeringskompressor med en medrotor et sikkert skille mellom vann og medrotorens opplagring. Fra utvikling av skruekompressorer med vanninnsprøyting er det kjent at det har vært store problemer med tetninger på trykksiden av skruene. For det første har vann lite smørende effekt på tetningen som må ha et relativt høyt trykk mot akslingene og derfor får høy slitasje. Dessuten penetrerer vann meget lett selv gjennom i de fineste spalter, og særlig ved høye trykk. I det etterfølgende fremgår at kompressoren i følge oppfinnelsen løser tetningsproblemet ved å eliminere årsakene til dette.

Væskeringskompressoren i følge oppfinnelsen er vist i et avdelt lengdesnitt i fig. 3, i tverrsnitt i fig. 4, og som sammenstilt, snittet konstruksjon i fig 5. Hoveddelene i fig. 3 består av hus(1,2), medrotor(3,4), rotor(6) og rotoraksel(5), kommutator(7), lagre for medrotor(11) og lagre for rotor(12) samt akslinger(8,9) for de ytre og indre lagre. På fig. 4 fremkommer en sektor med innsug(I - II), en kompresjons - og injeksjonssektor(II - III) og sektor for gassutstøting(III - I) i retning med urviseren. I sektor II - III sprøytes væske fra kommutatoren direkte inn i rotorens celler under kompresjonen og kjøling av gassen i cellene.

Fig. 6 viser detaljer av rotoren, fig. 7a og 7b viser detaljer ved kommutatoren. Fig. 8 viser nærmere medrotorens lager, tetninger og system for avlufting av sonene ved lagrene.

Ved den sterkt reduserte friksjon i vannringen medrotoren medfører, er det mulig å gjøre rotoren betydelig smalere samtidig med at leveringsvolumet kompenseres ved at turtallet økes betydelig. Derved blir det indre trykk i vannringen større og kompressoren kan levere med meget høye trykk.

En kort rotor får liten bende-kraft fra gasstrykket og tillates derfor festet til en flens på sin aksling kun ved den ene endevegg for derved å kunne ha en enkelt kommutator i hele rotorens bredde. En får da bare to lekkasjespalter mellom kommutator og rotor. Denne spalten er det eneste sted der lekkasje fra trykksiden vil kunne finne sted. Det kan lekke aksialt til begge sider fra spalten og langs periferien fra trykkutløpet mot innsuget, spesielt i rotasjonsretningen. Selv i svært smale spalter vil ren gass uten væske med de aktuelle trykk kunne lekke i betydelige mengder, med lavere leveringsmengde og dårligere virkningsgrad til følge.

Rotorens(6) flate på innsiden mot kommutatoren er i endene(63) glatt, med mellomliggende åpningskanaler(62) til hver enkelt celle. På fig. 7a og 7b er det vist at kommutatoren har en rekke riller(71) i de motsvarende sidepartiener. Rillene står under væsketrykk fra væskekanalen(74) som derved sperrer for lekkasje av gass i de aksiale retninger.

Væskeringskompressoren i følge oppfinnelsen kunne vært utført med hydrodynamiske lager for medrotoren. Disse kunne da være smurt og kjølt med samme væske som benyttes til injeksjon. Men med utgangspunkt i den nødvendige akseldiameter og hastigheter, viser imidlertid undersøkelser at friksjonstapene i slike lagerager da svært høye og mye av gevinsten ved en medrotor går tapt. Ved høyere trykk øker lagerstørrelsen ytterlig og tapene i dem til uakseptable størrelser.

Derimot viser de samme forhold å være akseptable for relativt store kule- eller rullelager, men samtidig medfører slike lager en ny problematikk omkring lagertetningen. Lager med integrerte tetninger kan nemlig ikke operere i nærheten av den nødvendige hastighet og det finns heller ingen statiske tetninger som tillater denne, eller som vil oppnå akseptabel levetid. Labyrinttetninger er derimot er berøringsfrie og kan operere med høye hastigheter, men gir ingen statisk tetning. Disse forutsetter at det ikke er differansetrykk over tetningen.

For å unngå differansetrykk over lagrene er medrotoren avluftet til kompressorhuset gjennom boringer(81) som vist i fig 8. For trykkluftkompressorer er huset i sin tur avluftet til atmosfære eller er ved kompresjon av andre gasser for å unngå utslipp, avluftet til innsuget, og derved vil det ikke være differansetrykk over medrotorens lager. Sperrevæske som lekker fra spalten mellom kommutatoren og rotoren vil under drift slynges ut i væskeringen og vil ikke kunne komme til lagrene for medrotoren. Derfor krever konstruksjonen kun statisk lagertetning under stoppfasen, hvor faren for vannsprut mot tetningene reelt er til stede når vannringen kollapser pga. for liten sentrifugalkraft.

Dette har gitt behovet for å konstruere en helt ny type leppetetning(82), mer detaljert vist i fig. 8, som løser problemet på en relativt enkel måte. Tetningen roterer sammen med lagrets(11) ytre ring. Leppen(83) er relativt duktil og ved stillstand og under start og stoppsyklusen ligger denne an mot akslingen og tetter statisk, men når turtall og sentrifugalkraft øker, slynges den ut og får en klaring(sx) slik at den ikke berører akslingen under drift. Dette er vist i utsnittene A og B på fig. 8.

Det fremgår at leppen under drift legger seg an mot kanten av åpningene i medrotorens endevegger slik at det er relativt lite leppen bendes fra å være i kontakt med akslingen til ikke å være det. Dette gir liten utmattelseeffekt selv ved hyppig start og stopp.

Tetningen er med andre ord statisk ved lave turtall og virker dynamisk ved høyere, der den kun har som oppgave å hindre lagerfettet fra å slynges ut.

Medrotorens lagre får med dette systemet omtrent samme omgivende forhold og sikkerhet som om de opererte i friluft.

Det er diameter på rotores lager og eksentrisiteten mellom rotorene som er bestemmende for diameter på medrotorens lagerakslinger fordi rotores lager som vist er innfelt i disse. Belastningen på rotores lager blir den samme som for medrotorens. For å tåle denne lasten, samt å gi minst mulige dimensjoner for akselen til medrotoren, benyttes såkalte nålelager for roteren. Hensikten og nødvendigheten av å integrere rotores lager i medrotorens akslinger, er å oppnå kortest mulig lageravstand som gir minst akseldiameter. For lagrene for denne akselen tillater periferihastigheten vanlige statiske tetninger, og lagrene kan være oljesmurt.

For å unngå at det dannes innestengte gasslommer i rotores celler(61) er disse som vist på fig. 6, sirkulære innover mot åpningskanalen.

Langs periferien av kommutatoren i den sektor av denne hvor kompresjonen finner sted, er det boret et antall huller(75) som står i forbindelse med den indre væskekanal(74) som har et trykk tilsvarende kompressorens leveringstrykk. Gjennom disse hullene sprøytes væske direkte inn i rotores celler. Disse strålene treffes av kantene av cellenes inn- og utløpskanal(62) med høy hastighet og frekvens, og væsken pulveriseres slik at det dannes en væsketåke inne i cellen. Tåken slynges ut mot vannringen, men fornyes fortløpende av nye stråler slik at det blir en utadrettet gjennomstrømning. Tettheten av huller kan øke på mot slutten av kompresjonssektoren for å kompensere for et fallende differansetrykk mellom væske og gass.

Kommutatoren er festet til den ene, stasjonære aksling(8) for medrotoren. Akslingen forbinder kommutatorens kanaler med de respektive inn- og utløp for gass og injeksjonsvæske.

Når kompressoren i følge oppfinnelsen benyttes for andre gasser enn luft, for eksempel i kjøleanlegg eller i petrokjemiske anlegg, kan det være aktuelt å benytte den aktuelle gass i væskefase til injeksjon og som væskering.

Ved et forventet, betydelig lavere energibehov enn en turbokompressor vil kompressoren i følge oppfinnelsen være meget egnet som kompressor i gassturbinanlegg som opererer ved relativt høye trykkforhold. Riktignok vil luften fra denne i motsetning til turbokompressor, være kald, men her må en være oppmerksom på at varmeenergien turbokompressoren leverer er tatt ut av turbinens aksel og reduserer dennes avgitte effekt tilsvarende samtidig som den varme luften ikke muliggjør særlig varmegjenvinning fra turbinens eksos. Ved bruk av kompressoren i følge oppfinnelsen, kan luften fra kompressoren varmeveksles med eksosgassen og tilnærmet komme opp i samme temperatur som etter en turbokompressor.



**Sammendrag.**

Væskeringskompressor, der en eksentrisk indre rotor(6) er lagret inn i akslinger(8) og (9) for en ytre medrotor(3) for væskeringen, hvor medrotorens lager(11) på hver side er innkapslet i hus(10) der det på hver side av lagret er anbrakt en leppetetning(82) hvis leppe(83) ligger an mot akslingene(8) og (9) ved svært lave turtall, og som ved høyere turtall av sentrifugalkraften slynges ut og løfter seg fra akslingene, hvor gjennom avlufting av medrotor så vel som det omgivende hus(1) bevirkes at det ikke oppstår differansetrykk over lagrene og lagrens tetninger. Rotoren har i periferien et antall celler med mot senter en halvsylindrisk form med kanal inn mot en stasjonær kommutator(7) hvor det er anrettet åpninger for gass – innløp og utløp. I kompresjonssektoren av kommutatoren er det et antall huller(75) hvor det sprøytes inn væske direkte inn i rotorens celler hvor støt fra passering av kantene på kanalene til cellene, knuser væskestrålene. Væsken kan i følge kompressoren i følge oppfinnelsen for mange typer gasser være vann.

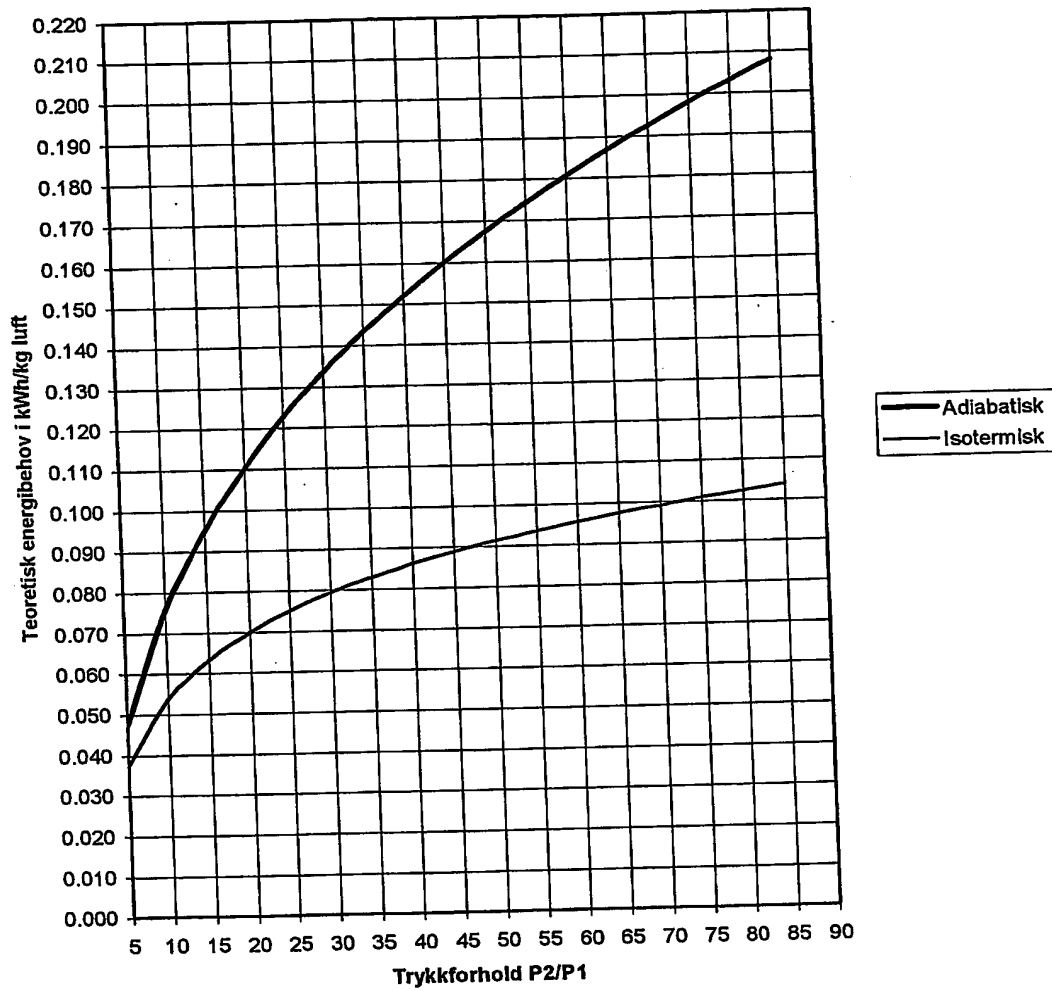


**Patentkrav.**

1. Væskeringskompressor, k a r a k t e r i s e r t ved at en eksentrisk indre rotor(6) er lagret inn i akslinger(8) og (9) for en ytre medrotor(3) for væskeringen, hvor medrotorens lager(11) utenpå de samme akslinger på hver side er innkapslet i hus(10) der det på hver side av lagrene(11) er anrettet en roterende leppetetning(82) hvis leppe(83) ligger an mot akslingene(8) og (9) ved lave turtall, og som ved høyere turtall av sentrifugalkraften slynges ut og løfter seg fra akslingene, hvor gjennom avluftingskanaler(81) gjennom medrotors sidevegger og lagerhus, dennes volum innenfor væskeringen avluftes til det omgivende hus(1), og bevirker at det ikke oppstår differansetrykk over lagrene og lagrenes tetninger.
2. Kompressor i følge krav 1, k a r a k t e r i s e r t ved at rotoren(6) i periferien har et antall celler(61) med halvsylindrisk form hvor buen er vendt mot senter.
3. Kompressor i følge krav 1 - 2, k a r a k t e r i s e r t ved rotorens(6) celler(61) har radiale kanaler(62) på hver side omgitt av et sirkulært glatt parti(63) for tetning mot en i senter av rotoren plassert, stasjonær kommutator(7).
4. Kompressor i følge krav 1 - 3, k a r a k t e r i s e r t ved at det fra huller (75) i kommutatoren(7) i kompresjonssektoren sprøytes inn væske hvor væskestrålene knuses av kantene av kanalåpningene(62) til rotorens celler(61).
5. Kompressor i følge krav 1 - 4, k a r a k t e r i s e r t ved at kommutatoren(7) på hver side har periferiske riller(71), hvor injeksjonsvæske befinner seg under trykk og sperrer for gasslekkasje.
6. Kompressor i følge krav 1 - 5, k a r a r a r i s e r t ved at kommutatorens(7) periferi ligger utenfor medrotorens lagertetninger slik at lekkende vann fra spalten mellom kommutator og rotor slynges ut i væskeringen uten å passere lagertetningene.
7. Kompressor i følge krav 1 - 6, k a r a k t e r i s e r t ved at lagrene(11) for medrotoren er av kule - eller rullelager type.
8. Kompressor i følge krav 1 - 6, k a r a k t e r i s e r t ved at lagrene(11) er glidelager, inkludert hydrodynamisk typer.
9. Anvendelse av kompressor i følge krav 1 - 8, som kompressor for luft og vannkompatible gasser der det anvendes vann som injeksjonsvæske.
10. Anvendelse av kompressor i følge krav 1 - 9 som kompressor i gassturbinanlegg.



**Energibehov ved adiabatisk( $s=\text{const.}$ ) and isotermisk( $T=\text{const.}$ )  
kompresjon av luft ved 20 C and atmosfære.**



**Fig. 1**



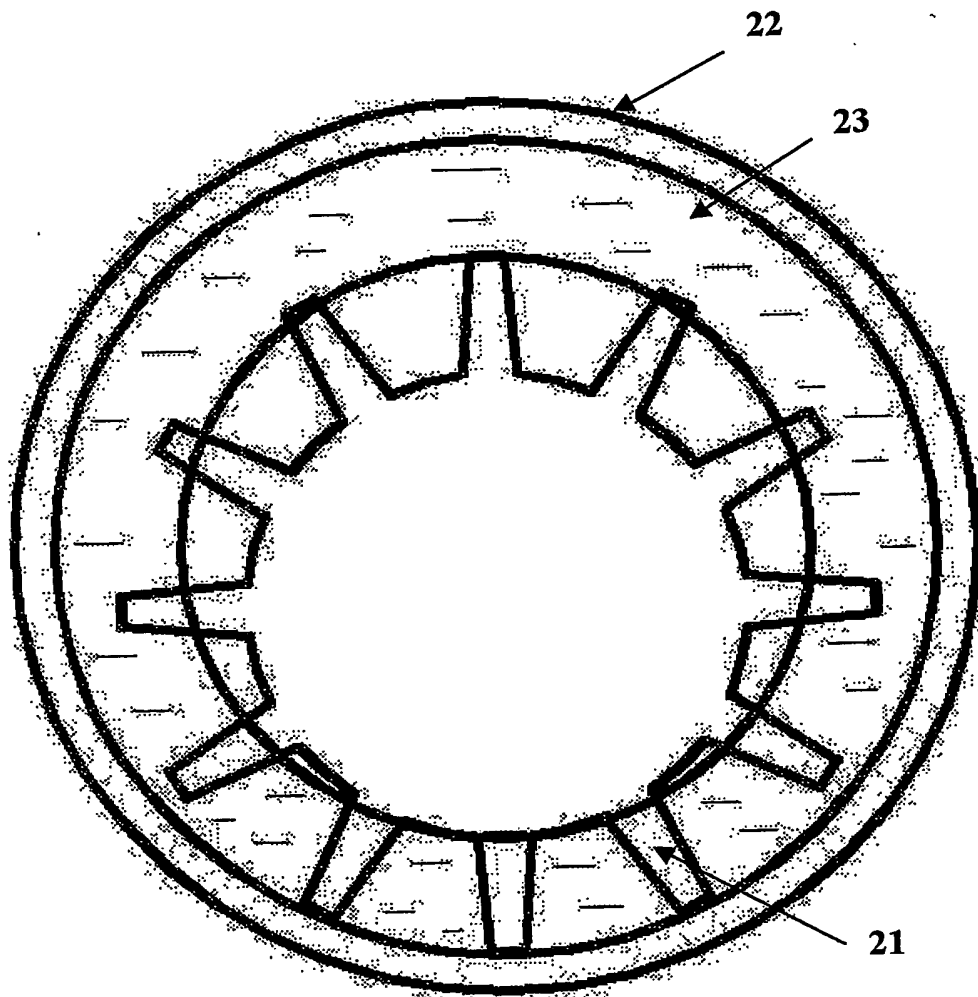


Fig. 2



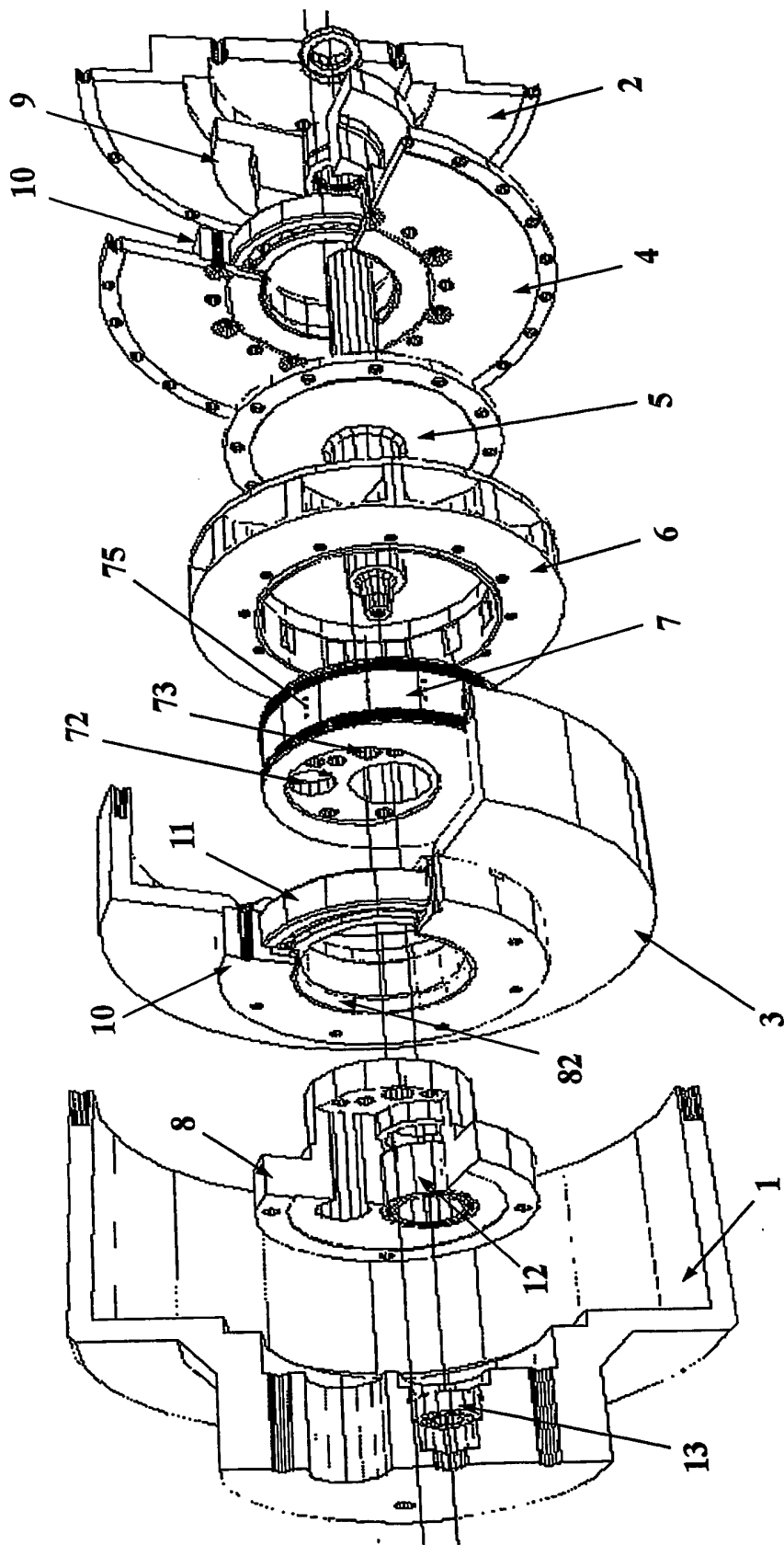


Fig. 3



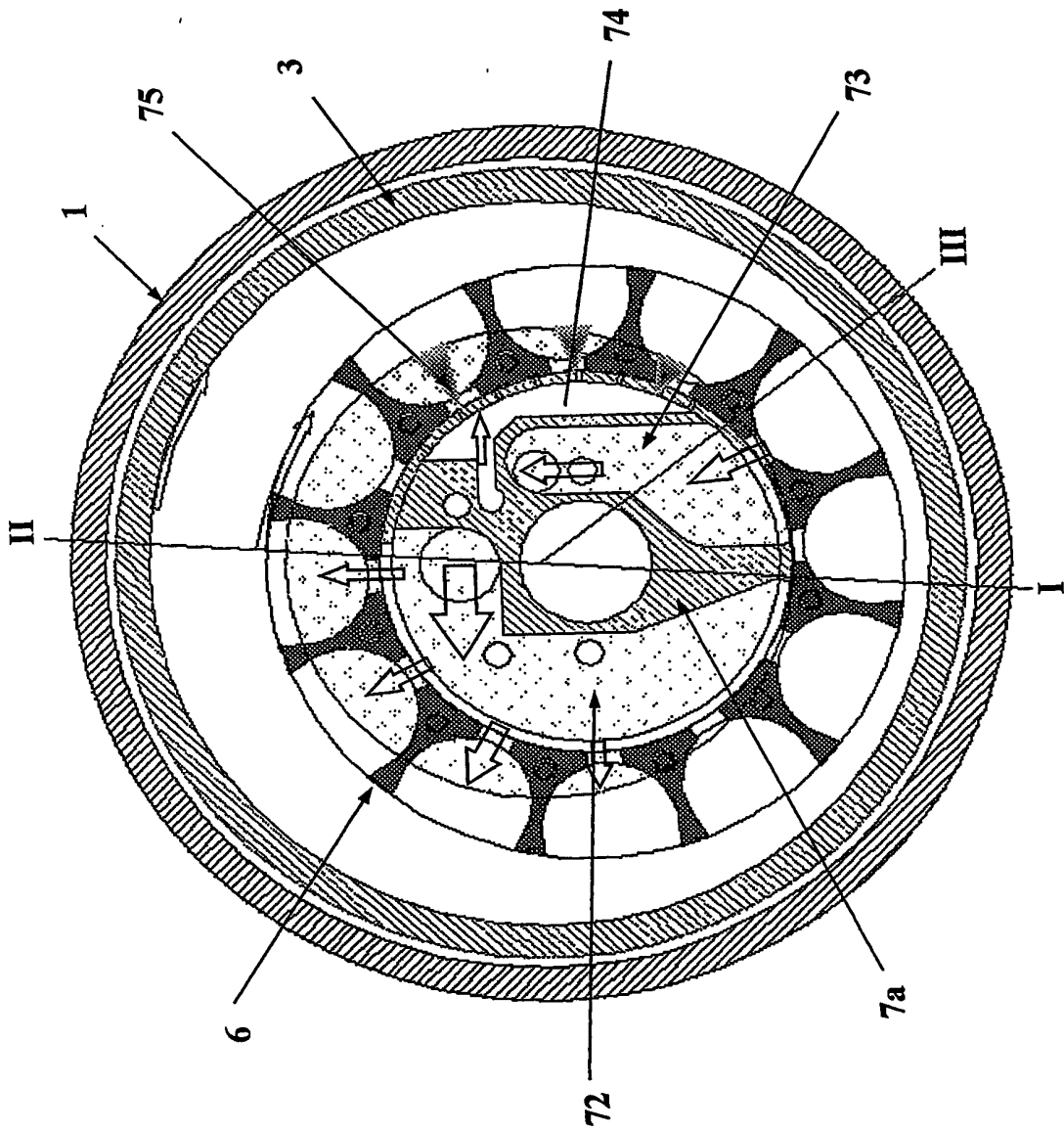


Fig. 4



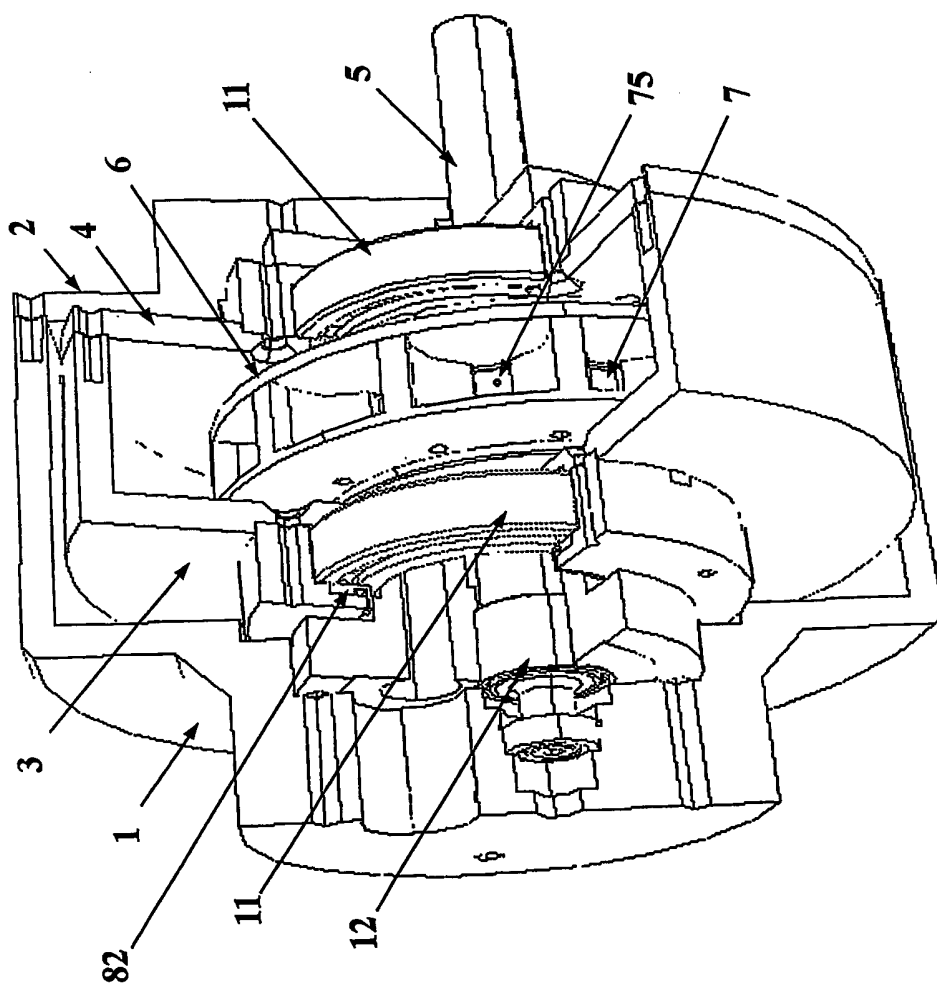
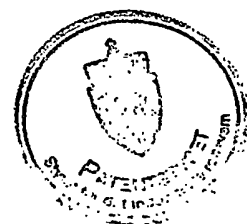


Fig. 5



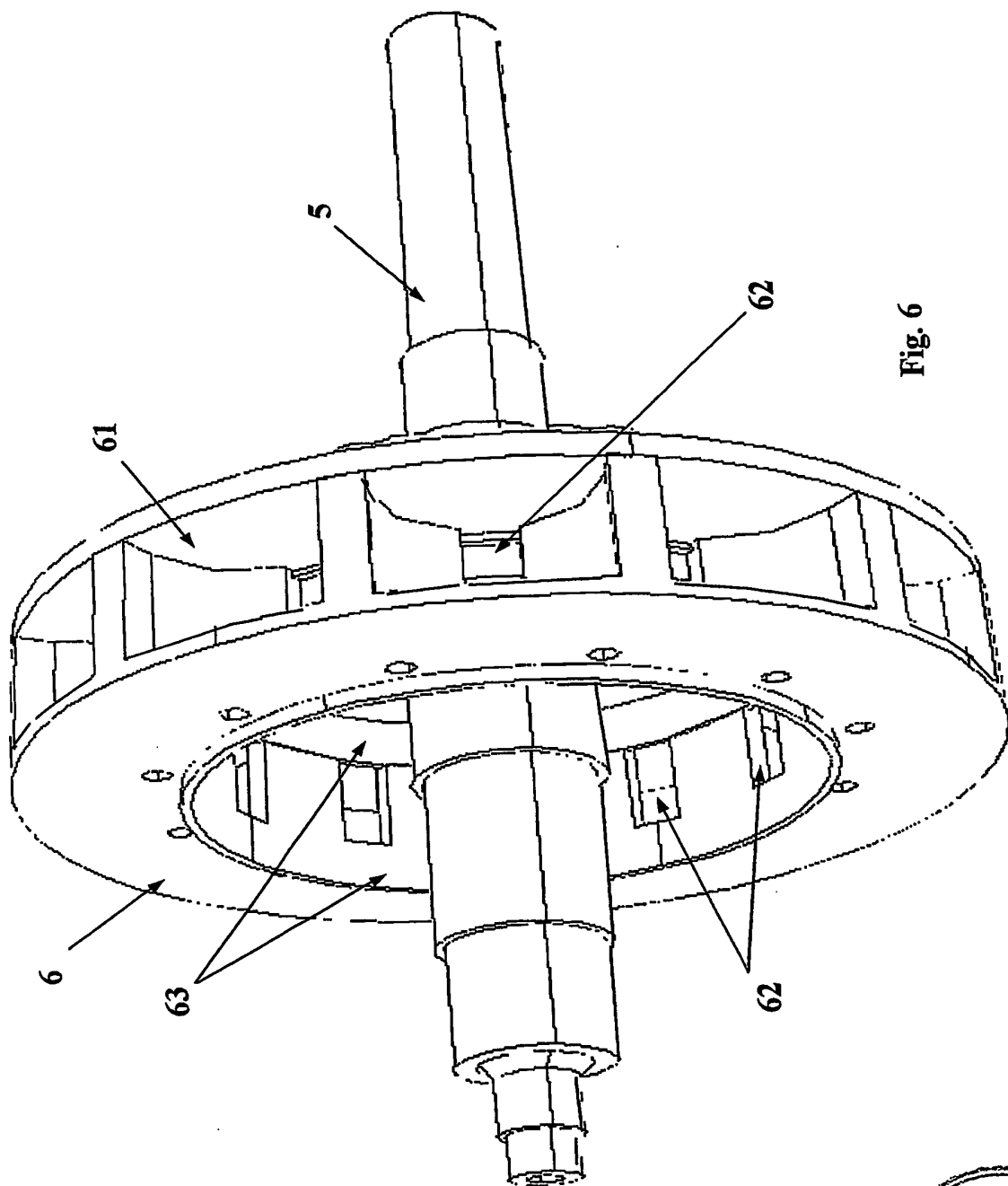


Fig. 6



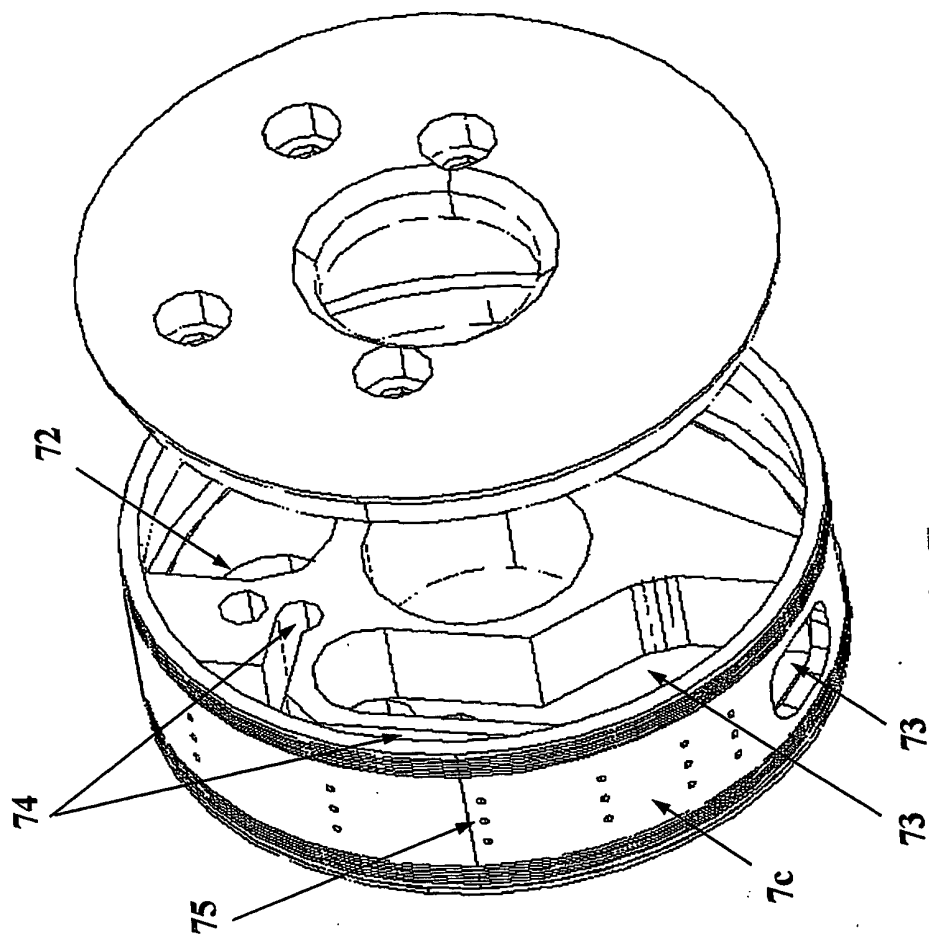


Fig. 7b

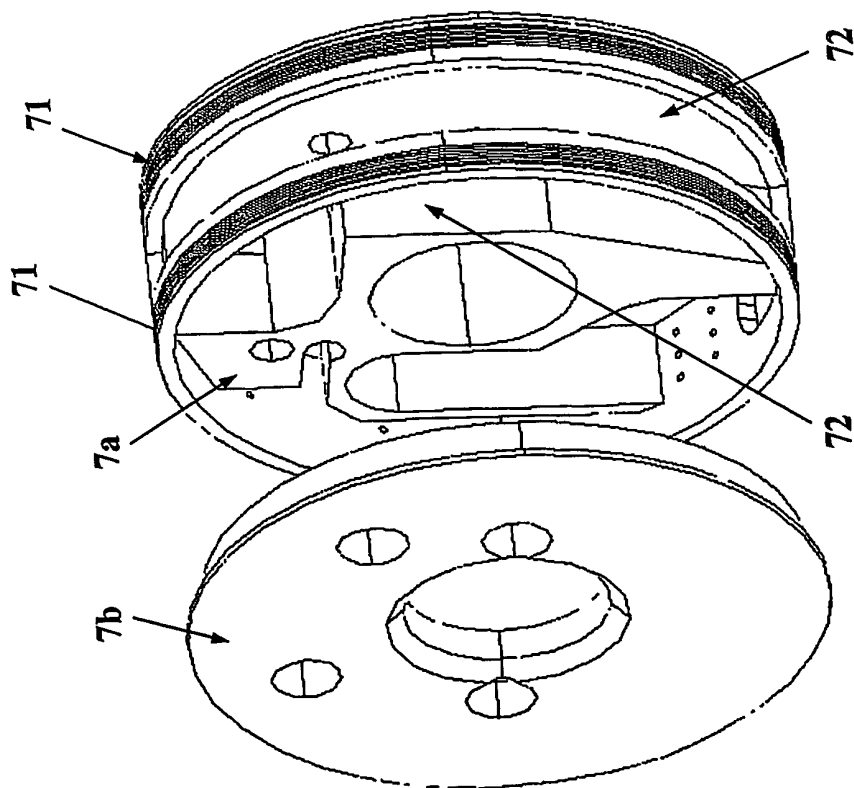


Fig. 7a



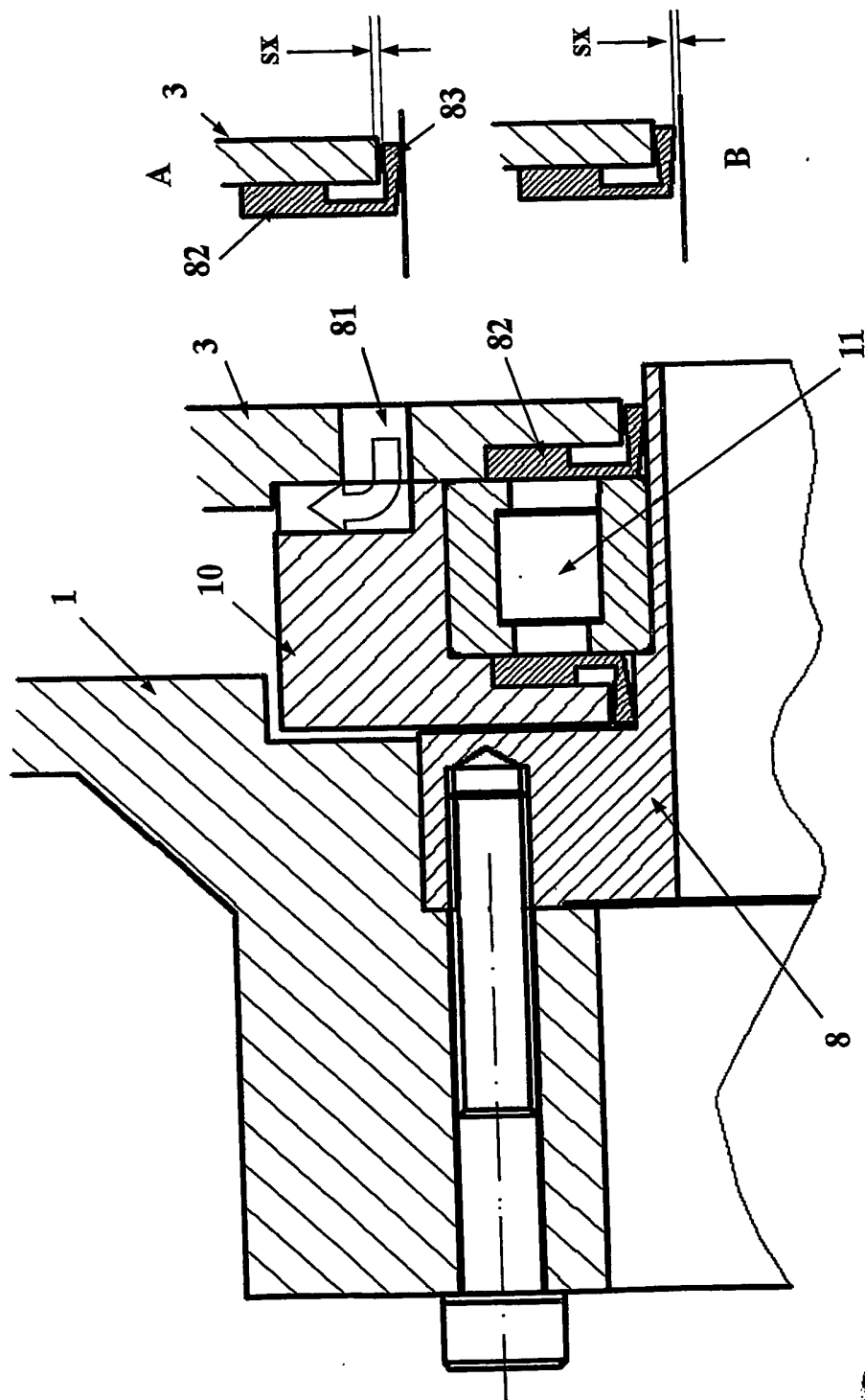


Fig. 8



# Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/NO03/000128

International filing date: 16 April 2003 (16.04.2003)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: NO  
Number: 20021844  
Filing date: 19 April 2002 (19.04.2002)

Date of receipt at the International Bureau: 23 February 2005 (23.02.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland  
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse

# Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/NO03/000128

International filing date: 16 April 2003 (16.04.2003)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: NO  
Number: 20021844  
Filing date: 19 April 2002 (19.04.2002)

Date of receipt at the International Bureau: 23 February 2005 (23.02.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau but not in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland  
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☒ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**